



(43) 国際公開日
2002 年 1 月 17 日 (17.01.2002)

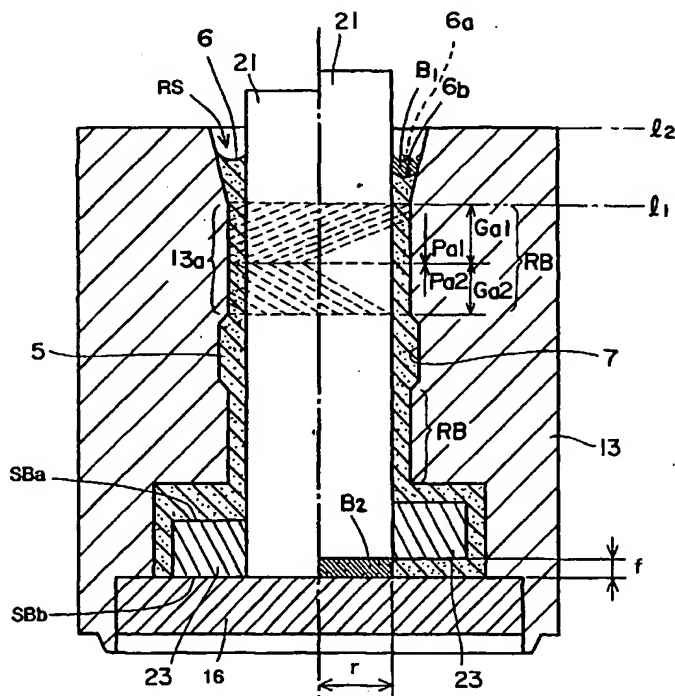
PCT

(10) 国際公開番号
WO 02/04825 A1

- | | | | |
|---|---------------------------------|---|--|
| (51) 国際特許分類 ⁷⁾ : | F16C 17/00, 17/26, 33/00, 33/28 | (72) 発明者; および | |
| (21) 国際出願番号: | PCT/JP01/05979 | (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 五明正人
(GOMYO, Masato) [JP/JP]. 佐藤正章 (SATO, Masaaki)
[JP/JP]; 〒393-8511 長野県諏訪郡下諏訪町5329番地
株式会社 三協精機製作所内 Nagano (JP). | |
| (22) 国際出願日: | 2001 年7 月10 日 (10.07.2001) | (74) 代理人: 村瀬一美 (MURASE, Kazumi); 〒105-0003 東京
都港区西新橋2丁目12番7号 西新橋立川ビル別館
Tokyo (JP). | |
| (25) 国際出願の言語: | 日本語 | (81) 指定国 (国内): CN, JP, SG, US. | |
| (26) 国際公開の言語: | 日本語 | | |
| (30) 優先権データ:
特願2000-207952 | 2000 年7 月10 日 (10.07.2000) JP | 添付公開書類:
— 国際調査報告書 | |
| (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 株式会
社 三協精機製作所 (KABUSHIKI KAISHA SANKYO
SEIKI SEISAKUSHO) [JP/JP]; 〒393-8511 長野県諏訪
郡下諏訪町5329番地 Nagano (JP). | | 2 文字コード及び他の略語については、定期発行される
各PCTガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語
のガイダンスノート」を参照。 | |

(54) Title: HYDRODYNAMIC BEARING DEVICE

(54) 発明の名称: 動圧軸受装置



(57) Abstract: A hydrodynamic bearing device which supports a relative-rotation shaft or bearing by the hydrodynamic pressure of lubricating fluid which develops in a clearance between the bearing and the shaft, wherein leakage of the lubricating fluid to the outside of the bearing is satisfactorily prevented by a simple arrangement. A fluid pressing means applying to the lubricating fluid (5) an inward pressing force directed from the opening side of the bearing clearance toward the closed side, for example, a hydrodynamic pressure producing groove (13a) in which a hydrodynamic pressure (Pa1) having an inward vector component and a hydrodynamic pressure (Pa2) having an outward vector component are simultaneously produced, the hydrodynamic pressures being unbalanced in that the hydrodynamic pressure (Pa1) having an inward vector component is prevailing, has an inward pressing force imparting action which ensures that the lubricating fluid (5) in the bearing clearance is constantly pressed toward the closed side of the bearing clearance to hold that the gas-liquid interface (6) of the lubricating fluid (5) so that it is pushed inward. By setting the filling amount of the lubricating fluid (5) at a value with which the

fluid pressing means is filled with the lubricating fluid (5) even upon occurrence of relative movement of the gas-liquid interface (6) toward the bearing clearance, which relative movement takes place upon relative upward movement of a thrust plate (16) or the like in the thrust direction, leakage of the lubricating fluid (5) through a seal portion (RS) is satisfactorily prevented.

〔繞葉有〕

WO 02/04825 A1



(57) 要約:

本発明は、軸受部と軸部との間のクリアランスで発生する潤滑流体の動圧力によって相対回転運動する軸部あるいは軸受部を支える動圧軸受装置に関し、簡易な構成で潤滑流体の軸受け外部への漏れを良好に防止することを可能とするものである。潤滑流体（５）に対して軸受隙間の開口側から閉塞側に向かう内向きの加圧力を与える流体加圧手段、例えば内向きベクトル成分を有する動圧（ P_{a1} ）と外向きベクトル成分を有する動圧（ P_{a2} ）とが同時に発生し、かつ内向きベクトル成分を有する動圧（ P_{a1} ）の方が勝るアンバランスな動圧を発生させる形状の動圧発生用溝（１３ａ）による内向きの加圧力付与作用によって、軸受隙間内の潤滑流体（５）を軸受隙間の閉塞側に向かって常時加圧して潤滑流体（５）の気液界面（６）が内側に押し込まれるように保持させると共に、スラストプレート（１６）等がスラスト方向に相対的に浮上したときに生ずる気液界面（６）の軸受け隙間側への移動が起きたときにも流体加圧手段を潤滑流体（５）が満たす量に潤滑流体（５）の充填量を設定することにより、シール部（ＲＳ）からの潤滑流体（５）の漏れを良好に防止するようにしている。

- 1 -

明細書

動圧軸受装置

技術用語

本明細書において用いられる動圧面とは、動圧発生用溝が設けられた軸部あるいは軸受面とそれに対応する領域の軸受面あるいは軸部の周面を意味するものとする。また、動圧軸受部とは、動圧面とそれらの間に充填される潤滑流体とで構成される動圧が発生する領域のことを意味するものとする。更に、軸受隙間とは、動圧の発生の有無に拘わらず、軸部材並びにスラストプレートと、これらを囲繞する軸受部材との隙間の全てを意味する。

技術分野

本発明は軸受装置に関する。更に詳述すると、本発明は、潤滑流体の動圧力によって、軸部材と軸受部材とを相対回転可能に浮上させるようにした動圧軸受装置に関する。

背景技術

近年、磁気ディスク、ポリゴンミラー、光ディスク等の各種回転体を高速回転支持するための動圧軸受装置に関する提案が種々行われている。動圧軸受装置は、例えば Fig. 1 6 に示すようなモータに適用され、軸部材 1 に対して軸受部材としての軸受スリーブ 2 が相対回転可能に嵌め合わされており、軸部材 1 の外周側に設けられた動圧面と、軸受スリーブ 2 の内周側に設けられた動圧面とが半径方向に近接して対向配置されて形成された所定の狭小隙間内にオイル等の潤滑流体が注入されることによって、ラジアル動圧軸受部 R B が形成されている。また、軸部材 1 に締め込み嵌めによって固定されたスラストプレート 3 側に設けられた動圧面と、軸受スリーブ 2 及びカウンタープレート 4 側の動圧面とが、所定の狭小隙間を形成するように軸方向に近接して対向するように配置されており、その狭小隙間内にオイル等の潤滑流体が注入されることによってスラスト動圧軸受部 S B a, S B b が構成されている。

そして、ラジアル動圧軸受部 R B 及びスラスト動圧軸受部 S B a, S B b の対向する動圧面のうちの少なくとも一方に設けられた動圧発生用溝（図示省略）の

- 2 -

ポンプ作用によって潤滑流体が加圧され、それにより生じた動圧によって軸部材 1 及びスラスト軸受部材 3, 4 の両部材が、ラジアル方向及びスラスト方向にそれぞれ相対的に浮上した状態で回転支持が行われるようになっている。

5 このようなラジアル動圧軸受部 R B 及びスラスト動圧軸受部 S B a, S B b は、一般に互いに離して配置される。したがって、各動圧軸受部毎に潤滑流体を独立させた状態で充填しておく、潤滑流体の量が全体的に少なくなって、潤滑流体が酸化やゲル化により劣化したり蒸発などで不足することによって、軸受寿命が短くなる上、圧力変化や温度変化によって潤滑流体の漏れを生じ易いなどの問題がある。

10 このようなことから、上述したラジアル動圧軸受部 R B からスラスト動圧軸受部 S B a, S B b にかけて、軸受隙間の全域に潤滑流体を連続的に充填し、潤滑流体の量を増大させることができるようにした動圧軸受装置が開発されている。

15 しかしながら、このように軸受隙間の全域を潤滑流体で完全に満たした場合であっても、軸受部内で発生する負圧部位において気泡が発生する場合があることから、その気泡によって潤滑流体が軸受外部側に押し出されて、潤滑流体の外部漏出を生じるおそれがある。

発明の開示

そこで本発明は、簡易な構成で、潤滑流体の外部漏れを良好に防止することができるようにした動圧軸受装置を提供することを目的とする。

20 かかる目的を達成するために、本発明は、軸部材と、該軸部材より大径で一体化されるスラストプレートと、これら軸部材及びスラストプレートをラジアル方向及びアキシャル方向からそれぞれ取り囲む軸受部材とを備え、軸部材及びスラストプレートと軸受部材との間の軸受隙間に充填した潤滑流体に動圧が

- 3 -

滑流体に対して軸受隙間の開口側から閉塞側に向かう内向きの加圧力を与える流体加圧手段を備え、潤滑流体の充填量は、軸部材及びスラストプレートがスラスト方向に相対的に浮上したときに生ずる気液界面の軸受隙間側への移動が起きたときにも流体加圧手段を潤滑流体が満たす量に設定されるようにしている。

- 5 ここで、流体加圧手段は、好ましくは軸受隙間の開口側寄りの部位、より好ましくはシール部寄りの動圧軸受部を利用して形成される。例えば、流体加圧手段は、シール部側寄りの外側のラジアル動圧軸受部の動圧溝を、内向きベクトル成分を有する動圧と外向きベクトル成分を有する動圧とが同時に発生し、かつ内向きベクトル成分を有する動圧の方が勝るアンバランスな動圧を発生させる形状の
- 10 動圧発生溝とすることによって構成されたり、あるいはシール部寄りに配置された外側寄りのスラスト動圧軸受部の動圧溝を、内向きベクトル成分を有する動圧と外向きベクトル成分を有する動圧とが同時に発生し、かつ内向きベクトル成分を有する動圧の方が勝るアンバランスな動圧を発生させる形状の動圧発生溝とすることによって構成されたり、更には、シール部の直下でシール部の機能に実質
- 15 的に影響を与えない位置に設けられる内向きベクトル成分を有する動圧を発生する動圧溝によって構成されるようにしている。

このような構成を有する本発明にかかる動圧軸受装置によれば、流体加圧手段の内向きの加圧力付与作用によって、軸受隙間によって形成される空間（本明細書では単に軸受隙間と呼ぶ）内の潤滑流体が、常時、当該軸受隙間の閉塞側に向

20 かって加圧されることとなり、その内向きの加圧力付与作用によって、前記軸受隙間内の潤滑流体の気液界面が内方側に押し込まれるようにして軸受内方側に保持されることから、軸受隙間の開口側に設けられたシール部からの潤滑流体の漏れが良好に防止されるようになる。

一方、スラスト動圧軸受部内においては、回転停止時に接触していた部材が回

25 転開始とともにスラスト方向に相対的に浮上して互いに離間すると、接触状態となっていた部位即ち軸部材の端部とカウンタープレートとの間には浮上作用と同時に潤滑流体が流入してくることとなる。この時、その流入に必要な量の潤滑流体が移動し、不足分が軸受隙間の開口側から閉塞側に移動して行き、更にシール部における気液界面もその移動に応じて軸受隙間側に移動する。このとき、潤滑

- 4 -

流体の充填量は、軸部材及びスラストプレートがスラスト方向に相対的に浮上したときに生ずる気液界面の軸受隙間側への移動が起きたときにも流体加圧手段を潤滑流体が満たす量に設定されているので、軸受隙間側に移動した潤滑流体の気液界面が、軸受隙間の開口側から閉塞側に向かう内向きの加圧力を与える流体加圧手段、例えば内向きベクトル成分を有する動圧と外向きベクトル成分を有する動圧とが同時に発生しかつ内向きベクトル成分を有する動圧の方が勝るアンバランスな動圧を発生させる形状のラジアル動圧発生溝あるいはスラスト動圧発生溝にまで至ってしまうことはなく、内向きの加圧力の付与作用が減少することはない。その結果、上述した潤滑流体の外部漏れ防止作用が安定的に得られる。しかも、本発明は簡易な構成で、潤滑流体の外部漏れを良好に防止することができ、動圧軸受装置の寿命を延ばして信頼性を高めることができる。特に、ラジアル動圧発生用溝あるいはスラスト動圧発生用溝を利用して流体加圧手段を構成する場合には、スペース的な制約を受けることも、別に溝加工を必要とすることもなく、より簡易な構成となる。

また、本発明の動圧軸受装置のシール部は、軸受隙間の終端を軸受の外に向かって徐々に拡大させた毛細管シール部からなり、毛細管シール部に潤滑流体の気液界面が位置するように該潤滑流体が充填されていることが好ましい。更には、本発明の動圧軸受装置では、毛細管シール部における潤滑流体を保持できる容積 L は、ラジアル動圧軸受部を構成している軸部材と軸受部材との間の隙間量を軸受外方側に向かって徐々に拡大させた毛細管シール部における最小隙間量から最大隙間量の間で構成される容積であることが好ましく、具体的には、本発明の動圧軸受装置では、シール部において潤滑流体を保持できる容積を L 、軸部材の半径を r 、スラストプレートの相対浮上時における浮上量を f としたとき、 $L > \pi r^2 \times f$ の条件式を満たすように設定するのがよい。この場合には、軸部材及びスラストプレートがスラスト方向に相対的に浮上したときに生ずる気液界面の軸受隙間側への移動が起きたときにも流体加圧手段を潤滑流体が満たすことができる。

さらに、本発明の動圧軸受装置では、毛細管シール部は、それを構成している軸部材と軸受部材の対向する面のなす角度が、軸受隙間との境界で大きな角度を成し、そこから離れるに従って連続的又は不連続的に小さくなるように形成され

- 5 -

ている。この場合には、シール部の容量が増大されることとなり、軸受の長寿命化が図られるとともに、潤滑流体の気液界面の位置移動量が小さい範囲に抑えられることから、特に、装置全体を薄型化した場合には有効である。

さらにまた、本発明の動圧軸受装置は、内向きの加圧力付与に基づいてスラスト軸受部に発生する浮上力に対応した吸引力を発生させる磁氣的吸引手段を設けるようにしている。例えば、本発明の動圧軸受装置をロータマグネットを有するロータ部と、ステータコアを有するステータ部とを有するモータに適用する場合には、ロータマグネットに対向する位置にスラスト軸受部の浮上力に対応した吸引力を発生させる磁氣的吸引部材を設けることが好ましい。この場合において更に、磁氣的吸引部材は、回転側部材の重量よりも大きな吸引力を発生させるように構成されることが好ましい。更に、磁氣的吸引部材は、珪素鋼板又はパーマロイからなることを特徴としている。

流体加圧手段の内向きの加圧力付与によって、軸受隙間内の潤滑流体を閉塞側に向かって加圧すると、その加圧分に相当する量だけ、スラスト動圧軸受部内における軸方向の浮上量が大きくなって、スラスト動圧軸受部内における軸受隙間が不均一状態となり、軸受ロストルクが増大することが考えられる。しかし、本発明では、流体加圧手段の内向きの加圧力付与に対応した吸引力を発生させる磁氣的吸引手段が設けられており、その磁氣的吸引手段によって、スラスト動圧軸受部内における軸受隙間が均一状態に維持されるようにしているので、その結果、軸受ロストルクの増大が良好に防止される。しかも、ロータマグネットに対向する位置にスラスト軸受部の浮上力に対応した吸引力を発生させる磁氣的吸引部材を設ける場合には、ロータマグネットの磁力を利用することができるので、磁氣的吸引部材を備えるだけで磁氣吸引力を得ることができるので、構成が簡単になる。

さらに、軸受隙間の開口側が下方側に向けられるようにして使用される場合には、本発明のような回転側部材の重量よりも大きな吸引力を有する磁氣的吸引部材を採用することによって、潤滑流体の外部漏れ防止作用が安定的に得られると同時に、回転側部材の軸方向脱落が良好に防止されるようになっている。

図面の簡単な説明

- 6 -

Fig. 1 は本発明の一実施形態にかかる動圧軸受装置を備えたHDD用モータの構造例を表した縦断面説明図、Fig. 2 は Fig. 1 に示された動圧軸受装置に用いられている軸受部材の構造を表した部分縦断面説明図、Fig. 3 は Fig. 1 に示された動圧軸受装置の回転停止状態を表した Fig. 2 相当の部分縦断面説明図、Fig. 4 は Fig. 1 に示された動圧軸受装置に用いられているスラスト動圧発生溝の一例を表した平面説明図、Fig. 5 は Fig. 1 に示された動圧軸受装置の回転起動状態を表したものであって、本発明の適用しない場合の状態を表した Fig. 2 相当の部分縦断面説明図、Fig. 6 は本発明にかかる動圧軸受装置の回転停止時および回転時における潤滑流体の気液界面の状態を示す部分縦断面説明図、Fig. 7 は本発明の他の実施形態にかかる動圧軸受装置の構造を表した部分縦断面説明図、Fig. 8 は Fig. 6 にかかる実施形態におけるシール部の形状の一例を表した部分拡大縦断面説明図、Fig. 9 は Fig. 6 にかかる実施形態におけるシール部の形状の他の例を表した部分拡大縦断面説明図、Fig. 10 は本発明の他の実施形態にかかる動圧軸受装置を備えたHDD用モータの構造例を表した縦断面説明図、Fig. 11 は Fig. 10 にかかる動圧軸受装置においてアンバランスな動圧ポンプ作用を得るための構造例を表した部分縦断面説明図、Fig. 12 は Fig. 10 にかかる動圧軸受装置においてアンバランスな動圧ポンプ作用を得るための他の構造例を表した部分縦断面説明図、Fig. 13 は Fig. 10 にかかる動圧軸受装置においてアンバランスな動圧ポンプ作用を得るための更に他の構造例を表した部分縦断面説明図、Fig. 14 は本発明の更に他の実施形態にかかる動圧軸受装置を備えたHDD用モータの構造例を表した縦断面説明図、Fig. 15 は Fig. 10 にかかる動圧軸受装置においてアンバランスな動圧ポンプ作用を得るための構造例を表した平面説明図である。Fig. 16 は一般の動圧軸受装置を備えたHDD用モータの構造例を表した縦断面説明図である。

発明を実施するための最良の形態

以下、本発明をハードディスク駆動装置（以下、HDDと呼ぶ）に適用した実施形態について説明するが、まず、HDDの全体構造を図面に基づいて説明する。

Fig. 1 に示されている軸回転方式のHDD用スピンドルモータは、固定部材としてのステータ組10と、そのステータ組10に対して図示上側から組み付けられた回転部材としてのロータ組20とから構成されている。このうちステータ組1

- 7 -

0は、図示していない固定基台にネジ止めされる固定フレーム11を有している。この固定フレーム11は、軽量化を図るためにアルミニウムまたはアルミ合金系金属材料から形成されている。そして、当該固定フレーム11の略中央部分に立設するようにして形成された環状の軸受ホルダー12の内側には、中空の円筒形に形成された固定軸受部材としての軸受スリーブ13が、圧入又は焼バメによつて軸受ホルダー12に接合されている。この軸受スリーブ13は、小径の孔加工等を容易化するためにリン青銅などの銅系合金材料から成る一般的な軸受金属で形成されている。

また、軸受ホルダー12の外周取付面には、電磁鋼板の積層体からなるステータコア14が嵌着されている。このステータコア14に設けられた各突極部には、駆動コイル15がそれぞれ巻回されている。

さらに、軸受スリーブ13の軸受孔内には、上述したロータ組20を構成する回転軸21が回転自在に挿入されている。本実施形態における回転軸21は、ステンレス鋼から形成されている。

そして、軸受スリーブ13における軸受孔の内周面に形成された動圧面は、回転軸21の外周面に形成された動圧面に対して半径方向に対面するように配置されており、それらの間の微小な軸受隙間に、2箇所のラジアル動圧軸受部RB、RBが軸方向に離して形成されている。より詳細には、各ラジアル動圧軸受部RBにおける軸受スリーブ13側の動圧面と、回転軸21側の動圧面とは、全周において数 μm の微小隙間を形成するように嵌め合わされており、その微小な軸受隙間内に、潤滑オイルや磁性流体等からなる潤滑流体5が注入されている。このとき、Fig.3にも示されているように、軸方向に離して設けられた2箇所のラジアル動圧軸受部RB、RBの間には、流体溜部7が設けられていて、それら2箇所のラジアル動圧軸受部RB、RB及び流体溜部7を含む軸受隙間内に、潤滑流体5が軸方向に連続するように充填されている。

さらに、軸受スリーブ13の動圧面には、Fig.2に示されているような略「<」形のヘリングボーン形状を有するラジアル動圧発生用溝13a、13bが、軸方向に2ブロックに分けて環状に形成されており、回転時には、それらの両ラジアル動圧発生用溝13a、13bのポンプ作用によって潤滑流体5が加圧されて動

- 8 -

圧を生じ、その潤滑流体 5 の動圧により回転軸 2 1 とともに後述する回転ハブ 2 2 が、ラジアル方向に浮上されながら軸支持される構成になされている。

このとき、軸受スリーブ 1 3 の図示下端側の開口は、後述するカウンタープレート 1 6 によって閉塞されているとともに、当該軸受スリーブ 1 3 の図示上端側は、軸受外側に向かって開口されていて、それにより上述した軸受隙間も、図示
5 下端側が閉塞されているとともに、図示上端側が開口された構造になされている。そして、軸受隙間の閉塞側（図示下側：カウンタープレート 1 6 側）に配置されたラジアル動圧発生用溝 1 3 b は、図示上側に設けられた上方傾斜溝 1 3 b 1 と、図示下側に設けられた下方傾斜溝 1 3 b 2 との双方が、軸方向に略同一の長さ G
10 b を有するように形成されており、その同一長さの両傾斜溝 1 3 b 1, 1 3 b 2 によって、軸方向にバランスした動圧力 P b を発生する構成になされている。

これに対して、軸受隙間の開口側（図示上側：シール部 R S 側）に配置されたラジアル動圧発生用溝 1 3 a は、図示上側に設けられた上方傾斜溝 1 3 a 1 の軸方向長さ G a 1 が、図示下側に設けられた下方傾斜溝 1 3 a 2 の軸方向長さ G a
15 2 よりも長くなるように形成されており（ $G a 1 > G a 2$ ）、このような非対称な溝形状によって、上方傾斜溝 1 3 a 1 による加圧力 P a 1 が、下方傾斜溝 1 3 a 2 の加圧力 P a 2 よりも大きくなるようなアンバランスな動圧が発生するように構成されている（ $P a 1 > P a 2$ ）。すなわち、軸受隙間の開口側（図示上側）に配置されたラジアル動圧発生用溝 1 3 a においては、 $G a 1 > G a 2$ とすること
20 によって、外側に位置する開口側から内側に位置する閉塞側に向かって潤滑流体 5 を加圧するポンプ作用を惹起する流体加圧手段を兼ねる構造とされ、その流体加圧手段により潤滑流体 5 に対して常時内向きの加圧力を付与する構成となされている。

さらに、軸受隙間の開口側（図示上側）に配置されたラジアル動圧発生用溝 1
25 3 a の外端部分（図示上端部分）には、シール部としての毛細管シール部 R S が配置されている。この毛細管シール部 R S は、潤滑流体 5 の毛細管現象を利用して潤滑流体 5 が漏れ出るのを防ぐシール機能を与えるものであって、回転軸 2 1 又は軸受スリーブ 1 3 側に形成された傾斜面によって、軸受隙間の終端を軸受の外に向かって徐々に拡大させた空間を形成したものである。例えば $20 \mu m$ から

- 9 -

300 μm に隙間が広がるテーパ面に形成されている。この毛細管シール部RSの容積は、その中に形成される潤滑流体5と外の空気との境界面（気液界面）が、モータの回転・停止のいずれの場合においても、毛細管シール部RS中に位置する容量に設定されている。

5 一方、回転軸21の図示下端側の先端部分には、円盤状のスラストプレート23が固着されている。このスラストプレート23は、上述した軸受スリーブ13の図示下端側の中心部分に凹設された円筒状の窪み部内に収容されるようにして配置されていて、その軸受スリーブ13の窪み部内において、当該スラストプレート23の上面に設けられた動圧面が、軸受スリーブ13側の下面に形成した動
10 圧面に対して、軸方向に近接するように対向配置されている。そして、スラストプレート23及び軸受スリーブ13の両動圧面の軸受隙間に、上側のスラスト動圧軸受部SBaが形成されている。尚、本実施形態では、スラストプレート23と回転軸21とは、圧入や焼き嵌めなどの締まり嵌めによって固定されて一体化されているが、場合によっては当初から一体成形しても良い。

15 さらにまた、スラストプレート23の図示下側の動圧面に近接するようにして、比較的大径の円盤状部材からなるカウンタープレート16が配置されている。このカウンタープレート16は、軸受スリーブ13の下端側開口部分を閉塞するように固着されたものであって、当該カウンタープレート16のスラストプレート23に対向する動圧面（上面）と、スラストプレート23のカウンタープレート
20 16に対向する動圧面（下面）との間並びにこれらの間に充填される潤滑流体5とによって下側のスラスト動圧軸受部SBbが形成されている。尚、本実施形態では、カウンタープレート16と軸受スリーブ13とは、圧入などの締まり嵌めあるいはかしめなどによって液密状態に密封されて一体化されている。

上述したように軸方向に隣接して配置された一組のスラスト動圧軸受部SBa、
25 SBbを構成しているスラストプレート23側の両動圧面と、それに対向する軸受スリーブ13及びカウンタープレート16側の両動圧面とは、それぞれ数 μm の微小隙間を介して軸方向に対向配置されているとともに、その微小隙間からなる軸受隙間内には、前述したラジアル動圧軸受部RBから連続するようにして、同一の潤滑流体5が充填されており、その潤滑流体5は、前記スラストプレート

23の外周側通路を介して軸方向に連続させられている。

さらに、スラストプレート23の動圧面と、軸受スリーブ13及びカウンタープレート16の動圧面との少なくとも一方側には、例えば Fig.4に示されているようなヘリングボーン形状を有する動圧発生用溝SGが環状に凹設されており、

- 5 回転時に、当該スラスト動圧発生用溝SGのポンプ作用によって潤滑流体5が加圧されて動圧を生じ、その潤滑流体5の動圧によって、上述した回転軸21及び回転ハブ22が、スラスト方向に軸支持される構成になされている。

- 一方、回転軸21とともにロータ組20を構成している回転ハブ22は、図示を省略した磁気ディスク等の記録媒体を搭載するように、アルミニウム又はアルミニウム合金系金属からなる略カップ状の部材からなり、当該回転ハブ22の中心部分に設けられた接合穴22dが、回転軸21の図示上端部分に対して、圧入又は焼嵌めによって一体的に接合されている。

- 回転ハブ22は、記録媒体ディスクを外周部に搭載する略円筒状の胴部22aを有しているとともに、この胴部22aの図示下側の内周壁面側に、バックヨーク22bを介して環状駆動マグネット22cが取り付けられている。この環状駆動マグネット22cは、前述したステータコア14の突極部の外周側端面に対して環状に対向するように近接配置されている。

- さらに、毛細管シール部RSから、ラジアル動圧軸受部RB及びスラスト動圧軸受部SBa、SBbの軸受隙間内にかけて連続的に充填された潤滑流体5の充填量は、以下のような量に設定されている。すなわち、スラスト動圧軸受部SBa、SBb内において、回転停止時に Fig.3のようにカウンタープレート16側に接触していた回転軸21及びスラストプレート23は、回転開始とともに Fig.5のようにスラスト方向に浮上して上方に離間することとなるが、その接触状態となっていた部位には、浮上作用と同時に潤滑流体5が流入する。その結果、軸受隙間の潤滑流体5は、上述した接触部位への流入分に相当する量が、図示下側である内方側に向かって移動することとなり、前述した毛細管シール部RSにおける気液界面6も、内部側に下降するように移動する。このとき、内部側に移動した潤滑流体5の気液界面6が、例えば Fig.5のように下降し過ぎてしまうと、開口側（シール部RS側）のアンバランスな動圧を発生させる非対称な形状のラ

- 11 -

5 ジアル動圧発生用溝 13 a に潤滑流体 5 の気液界面 6 が位置することとなり、その結果、ラジアル動圧発生用溝 13 a で発生する内向きの加圧力が減少してしまう。そこで本実施形態では、ラジアル動圧発生用溝 13 a の内向きの加圧力を減少させることのないように、スラスト方向への浮上時における潤滑流体 5 の気液
5 界面 6 の下降量を考慮して、当該気液界面 6 の下降分を補い得る量とするように潤滑流体 5 の充填量が設定されており、気液界面 6 の内方側移動にかからわず、気液界面 6 は毛細管シール部 R S に位置するようになっており、内向きの加圧力付与作用が安定的に維持される構成になされている。

10 なお、上述した潤滑流体 5 の気液界面 6 の下降量は、ラジアル動圧発生用溝 13 a の図示上側の上方傾斜溝 13 a 1 に達しないように設定しておくことが好ましい。

本発明にかかる動圧軸受装置の回転停止時および回転時（浮上時）における潤滑流体 5 の気液界面 6 について、Fig. 6 を用いて更に具体的な実施形態を説明する。Fig. 6 の左半分は、動圧軸受装置の停止状態を表した縦断面説明図、右半分は前記
15 動圧軸受装置の回転状態を表した縦断面説明図である。なお、Fig. 6 において浮上量や軸受隙間等は説明の便宜上誇張して示してあり、実態とは必ずしも一致していない。

回転軸 21 とスラストプレート 23 が停止している際、Fig. 6 の左半分に示すように、軸方向に配置された 1 組のスラスト動圧軸受部 S B a、S B b に動圧が発生しないため、スラストプレート 23 はカウンタープレート 16 に接触しており、
20 回転軸 21 およびスラストプレート 23 はスラスト方向に浮上していない。このとき、潤滑流体 5 の気液界面は毛細管シール部 R S における 6 a に位置している。

そして、回転軸 21 とスラストプレート 23 が回転し始めると、Fig. 6 の右半分に示すように、スラスト動圧軸受部 S B a、S B b に動圧が発生して回転軸 21
25 とスラストプレート 23 がスラスト方向に浮上する。この時の浮上量 f は動圧軸受装置の回転中はほぼ一定に保たれ、当該動圧軸受装置の場合、浮上量 f を $5\mu\text{m}$ ~ $15\mu\text{m}$ 程度に設定してある。浮上量 f が $5\mu\text{m}$ 以下になると回転抵抗が大きくなり所要電流値が上がってしまい、浮上量 f が $15\mu\text{m}$ 以上になるとスラストプレート 23 および回転軸 21 のスラスト方向の上下動、さらには回転ハブへ

搭載した記録媒体ディスクの振れ精度が悪化してしまうからである。

回転軸 2 1 およびスラストプレート 2 3 が浮上すると、図示上側にあった潤滑流体 5 が図示下側に移動し、気液界面は 6 a から 6 b の位置まで降下する。ただし、当該気液界面の降下にかかわらず、アンバランスなラジアル動圧発生用溝による内向きの加圧力付与を維持できる量に潤滑流体 5 の量が設定されている。即ち、気液界面が最も降下しても毛細管シール部 R S 内に気液界面が位置するように、即ち、Fig. 6 における「1 1」の位置には達しないように、毛細管シール部 R S における流体保持可能容積 L が設定され、また、潤滑流体 5 の充填量も設定されている。また、スラストプレート 2 3 の浮上時に、Fig. 6 における「1 1」の位置には達しないように潤滑流体 5 の充填量を設定したとき、停止時における気液界面の位置 6 a は、毛細管シール部 R S の上限位置、即ち、Fig. 6 における「1 2」の位置には達しないように毛細管シール部 R S における流体保持可能容積 L は設定されている。

Fig. 6 の右半分に示すように、スラストプレート 2 3 が浮上することにより毛細管シール部 R S における潤滑流体 5 の量は B だけ減ることになるが、スラストプレート 2 3 側の潤滑流体 5 の量はシール部 R S で減った分 B₁ と同量の B₂ だけ増加する。これら B₁ および B₂ の量は、回転軸 2 1 の半径を r、スラストプレート 2 3 の浮上量を f としたとき、次の (1) 式で表すことができる。

$$B_1 (B_2) = \pi r^2 \times f \quad \dots\dots (1)$$

なお、スラストプレート 2 3 の下面部分は、スラストプレート 2 3 の上面部分の潤滑流体 5 が下側に移動したものと解釈することができ、毛細管シール部 R S における潤滑流体 5 の量の移動は考慮しなくてよい。

ラジアル動圧発生用溝による内向きの加圧力付与を維持するためには、流体保持可能容積 L が以下の条件式 (2) を満たすように設定してある。

$$L > \pi r^2 \times f \quad \dots\dots (2)$$

より具体的には、前述のように当該動圧軸受装置の浮上量 f は 5 μm ~ 15 μm 程度に設定してあり、また回転軸の半径は 1 mm ~ 2 mm 程度に設定してあるので、前記 (2) 式より、

$$L > 5\pi / 1000 \text{ ml} \sim 60\pi / 1000 \text{ ml}$$

- 13 -

となる。毛細管シール部R S内の容量をこの値以上に設定することにより、気液界面の降下にかかわらず、アンバランスなラジアル動圧発生用溝による潤滑油に対する内向きの加圧力付与を維持することができる。

一方、前述した固定フレーム11には、環状駆動マグネット22cの Fig.1の
5 下面側に近接するようにして、磁氣的吸引部材17が取り付けられている。この磁氣的吸引部材17は、渦電流を低減する材料、例えば珪素鋼板又はパーマロイなどからなるものであって、アンバランスな動圧を発生させる形状のラジアル動圧発生用溝13aによる内向きの加圧力の付与作用によってスラスト軸受部SBa, SBbに発生するスラスト浮上力に対応した吸引力を発生させるように構成
10 されている。

すなわち、ラジアル動圧発生用溝13aによる内向きの加圧力を伴うアンバランスな動圧によって、軸受隙間内の潤滑流体5を図示下側の閉塞側に向かって加圧すると、Fig.6に示されているように、その内向きの加圧分に相当する量だけ、下側スラスト動圧軸受部SBb内におけるスラスト浮上量が、上側スラスト動圧
15 軸受部SBaの浮上量よりも大きくなってしまう。その結果、これらスラスト動圧軸受部SBa, SBb内における軸受隙間が不均一状態となり、軸受ロストルクが増大することが考えられる。そこで本実施形態では、ラジアル動圧発生用溝13aの内向きの加圧力を伴うアンバランスな動圧に対応した吸引力を発生させる磁氣的吸引部材17を設けることとし、スラスト動圧軸受部SBa, SBb内
20 における軸受隙間を均一状態に維持して、軸受ロストルクの増大を良好に防止するようにしている。

さらに本実施形態では、軸受隙間の開口側が下方側に向けられるようにして使用される場合を想定して、磁氣的吸引部材17の吸引力を、回転側部材としてのロータ組20の全重量よりも大きな吸引力を有するように設定している。このよ
25 うな磁氣的吸引部材17を設けることによって、潤滑流体5の外部漏れ防止作用が安定的に得られると同時に、回転側部材としてのロータ組20の軸方向への不必要な移動が良好に防止されるようにしている。

このように本実施形態にかかる動圧軸受装置によれば、ラジアル動圧発生用溝13aで発生する内向きの加圧力の付与によって、軸受隙間内の潤滑流体5が、

常時、軸受隙間の閉塞側に向かって加圧されることとなり、それによって、軸受隙間内の潤滑流体5の気液界面が内方側に押し込まれるようにして保持されることから、軸受隙間の開口側に設けられた毛細管シール部RSからの潤滑流体5の漏れが良好に防止されるようになっている。

- 5 また、上述した実施形態では、潤滑流体5の充填量が、ラジアル動圧発生用溝13aの内向きの加圧力を減少させることのない量に設定されていることから、上述した潤滑流体5の外部漏れ防止作用が、安定的に得られる。

- さらに、本実施形態では、ラジアル動圧発生用溝13aにおいて発生する内向きの加圧力に対応した吸引力を発生させる磁氣的吸引部材17が設けられている
10 ことから、スラスト動圧軸受部S B a, S B b内における軸受隙間が均一状態に維持され、軸受ロストルクの増大が良好に防止される。

- このとき、毛細管シール部RSは、Fig.7に示されているような軸方向に薄型化した動圧軸受装置の場合には特に、それを構成している軸部材たる回転軸21と軸受部材たる軸受けスリーブ13の対向する面のなす角度（接線方向角度）が、
15 例えば図8または図9に示されているように、軸受け隙間との境界では大きな角度を成し、そこから離れるに従って連続的に小さくなるように形成したり（図8参照）、又は不連続的に小さくなる（図9参照）ように形成されていることが好ましい。

- このように、毛細管シール部RSを軸受隙間から区画して形成する回転軸21
20 と軸受スリーブ13との対向する面の成す角度を、シール機能を損なわない範囲で、軸受隙間との境界では大きな角度を成し、そこから離れるに従って軸受外方側（図示上側）に向かって連続的又は不連続的に小さくなるように形成しておけば、毛細管シール部RSの容量が増大されることとなって、軸受装置の長寿命化が図られるとともに、潤滑流体5の気液界面6の位置移動量が小さい範囲に抑え
25 られることとなって、本実施形態のように軸受装置の全体を薄型化した場合には、特に有効である。

Fig.10に他の実施形態を示す。この実施形態は、スラストプレートをスリーブ状にして、スラストプレート23'と軸受スリーブ13'並びにカウンタプレート16a', 16b'との間でラジアル動圧部RB'とスラスト動圧部S B a',

SBb'を構成するようにしたものである。尚、Fig.1に示された装置と同一の構成物には同一符号を付し、異なる構造になされている部材に対しては、同一符号の後に「'」を付して表している。すなわち、この Fig.10にかかる実施形態におけるスラストプレート23'は、軸受スリーブ13'の軸受面のほぼ全域（スラスト浮上分を除く全域）で対向する長さのスリーブ状にして、その外周面に軸方向に離れた一対のラジアル動圧軸受部RB', RB'と流体溜部Sが設けられている。また、軸受スリーブ13'の両端面とそれに対向する上下のカウンタープレート16a', 16b'との間でスラスト動圧部SBa', SBb'が形成されている。各動圧部ラジアル動圧部RB'とスラスト動圧部SBa', SBb'におけるスラストプレート23'あるいは軸受スリーブ13'あるいはカウンタプレート16a', 16b'のいずれか一方の面には動圧発生用溝が形成されている。

このような実施形態においても、潤滑流体5に対して軸受隙間の開口側から閉塞側に向かう内向き加圧力を与える流体加圧手段を備える。例えば、Fig.11のように、上側カウンタプレート16a'と回転軸21の対向する部分で、シール部RSの直下でシール部RSの機能に実質的に影響を与えない位置に、内向きベクトル成分を有する動圧を発生する動圧溝を設けるようにしても良いし、Fig.12のように、上側カウンタプレート16a'と軸受スリーブ13'との対向する面の少なくとも一方に形成されるスラスト動圧発生溝をアンバランスな動圧を動圧を発生させる形状としても良い。さらに Fig.13に示すように、スラストプレート23'の外周面に設けられた開口側（図示上側）寄りのラジアル動圧軸受部RB'の動圧発生溝をアンバランスな動圧を発生させる形状とするようにしても良い。

また、Fig.14に更に他の実施形態を示す。この実施形態は、スラストプレートを軸受スリーブの外側（Fig.14において上側となる開口側）に配置するようにしたものである。尚、Fig.14において Fig.1に示された装置と同一の構成物には同一符号を付し、異なる構造とされた部材に対しては、同一符号の後に「"」を付して表している。すなわち、この Fig.14にかかる実施形態におけるスラストプレート23"は、回転軸21の軸方向上方側に固着されており、そのスラストプレート23"と、軸受スリーブ13との間の軸受隙間に下側のスラスト動圧軸受部SB

- 16 -

b"が形成されているとともに、軸受スリーブ13の開口端側（図示上端側）に取り付けられた上側カウンタープレート16a"と、スラストプレート23"との間の軸受隙間に上側のスラスト動圧軸受部SBa"が形成されている。

この実施形態においても、潤滑流体5に対して内向きの加圧力を与える流体加
5 圧手段をシール部RS寄りの位置に備えることが好ましい。例えば、スラスト動
圧軸受部SBa", SBb"のうちの少なくとも一方側、より好ましくはシール部
RS寄りに配置された外側寄りのスラスト動圧軸受部SBa"側に、例えば Fig. 1
5に示すような、潤滑流体5に対して内向き（軸受隙間の開口側から閉塞側に向
かう）ベクトル成分を有する動圧と外向き（軸受隙間の閉塞側から開口側に向か
10 う）ベクトル成分を有する動圧とが同時に発生し、かつ内向きベクトル成分を有
する動圧の方が勝るアンバランスな動圧を発生させる形状のスラスト動圧発生用
溝SG"を設けることとすればよい。

なお、上述の実施形態は本発明の好適な実施の一例ではあるがこれに限定され
るものではなく、本発明の要旨を逸脱しない範囲において種々変形実施可能であ
15 る。例えば、本発明は、上述したHDDモータ以外の回転体、例えばポリゴンミ
ラー回転用のモータに用いられる動圧軸受装置等に対しても同様に適用すること
ができる。また、本実施形態では、軸受スリーブ13, 13'側にテーパ面を形
成してシール部RSを形成したり、ラジアル動圧発生用溝13a, 13bを形成
する例について主に説明したが、これに限定されず、軸部材21側にシール部R
20 Sを形成するテーパ状に細くなる面やラジアル動圧発生用溝を設けるようにして
も良い。

請求の範囲

1. 軸部材と、該軸部材より大径で一体化されるスラストプレートと、これら軸部材及びスラストプレートをラジアル方向及びアキシャル方向からそれぞれ取り囲む軸受部材とを備え、前記軸部材及びスラストプレートと前記軸受部材との間の軸受隙間に充填した潤滑流体に動圧力を発生させるラジアル動圧軸受部及びスラスト動圧軸受部がそれぞれ離して形成されている動圧軸受装置において、前記軸受隙間の軸方向の一端側が閉塞されると共に他端側が開口され、かつ前記軸受隙間の他端の開口側には、前記潤滑流体と前記軸受隙間の外の雰囲気との境界となる気液界面を一定範囲内に保持するシール部が配置され、当該シール部から前記軸受隙間内の全体にわたって前記潤滑流体が連続的に充填されており、前記潤滑流体に対して前記軸受隙間の開口側から閉塞側に向かう内向きの加圧力を与える流体加圧手段を備え、前記潤滑流体の充填量は、前記軸部材及びスラストプレートがスラスト方向に相対的に浮上したときに生ずる前記気液界面の前記軸受け隙間側への移動が起きたときにも前記流体加圧手段を前記潤滑流体が満たす量に設定されていることを特徴とする動圧軸受装置。

2. 前記流体加圧手段は、前記シール部側寄りの外側のラジアル動圧軸受部の動圧溝を、内向きベクトル成分を有する動圧と外向きベクトル成分を有する動圧とが同時に発生しかつ、かつ内向きベクトル成分を有する動圧の方が勝るアンバランスな動圧を発生させる形状の動圧発生溝とすることによって構成されるものであることを特徴とする請求の範囲第1項記載の動圧軸受装置。

3. 前記流体加圧手段は、前記シール部寄りに配置された外側寄りのスラスト動圧軸受部の動圧溝を、内向きベクトル成分を有する動圧と外向きベクトル成分を有する動圧とが同時に発生し、かつ内向きベクトル成分を有する動圧の方が勝るアンバランスな動圧を発生させる形状の動圧発生溝とすることによって構成されるものであることを特徴とする請求の範囲第1項記載の動圧軸受装置。

4. 前記流体加圧手段は、前記シール部の直下で前記シール部の機能に実質的に影響を与えない位置に設けられる内向きベクトル成分を有する動圧を発生する動圧溝であることを特徴とする請求の範囲第1項記載の動圧軸受装置。

5. 前記シール部は、前記軸受隙間の終端を軸受の外に向かって徐々に拡大させた毛細管シール部からなり、前記毛細管シール部内に前記潤滑流体の気液界面が位置するように該潤滑流体が充填されていることを特徴とする請求の範囲第1項記載の動圧軸受装置。

- 5 6. 前記シール部において前記潤滑流体を保持できる容積を L 、前記軸部材の半径を r 、前記スラストプレートの相対浮上時における浮上量を f としたとき、以下の条件式を満たすことを特徴とする請求の範囲第1項記載の動圧軸受装置。

$$L > \pi r^2 \times f$$

- 10 7. 前記毛細管シール部における前記潤滑流体を保持できる容積 L は、前記ラジアル動圧軸受部を構成している軸部材と軸受部材との間の隙間量を軸受外方側に向かって徐々に拡大させた毛細管シール部における最小隙間量から最大隙間量の間で構成される容積であることを特徴とする請求の範囲第6項記載の動圧軸受装置。

- 15 8. 前記毛細管シール部は、それを構成している軸部材と軸受部材の対向する面のなす角度が、前記軸受隙間との境界で大きな角度を成し、そこから離れるに従って連続的又は不連続的に小さくなるように形成されていることを特徴とする請求の範囲第5項記載の動圧軸受装置。

- 20 9. 前記内向きの加圧力付与に基づいてスラスト軸受部に発生する浮上力に対応した吸引力を発生させる磁氣的吸引手段が設けられていることを特徴とする請求の範囲第1項記載の動圧軸受装置。

- 25 10. 前記動圧軸受装置は、ロータマグネットを有するロータ部と、ステータコアを有するステータ部とを有するモータに用いられたものであって、前記ロータマグネットに対向する位置に前記スラスト軸受部の浮上力に対応した吸引力を発生させる磁氣的吸引部材が設けられていることを特徴とする請求の範囲第9項記載の動圧軸受装置。

11. 前記磁氣的吸引部材が、回転側部材の重量よりも大きな吸引力を発生させるように構成されていることを特徴とする請求の範囲第10項記載の動圧軸受装置。

12. 前記磁氣的吸引部材が、珪素鋼板又はパーマロイからなることを特徴

- 19 -

とする請求の範囲第10項記載の動圧軸受装置。

2 / 12

Fig. 2

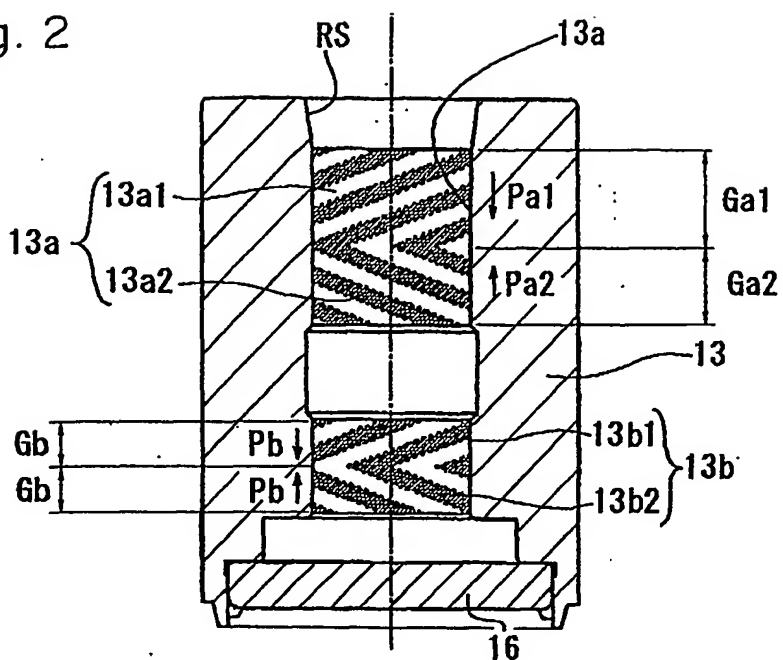
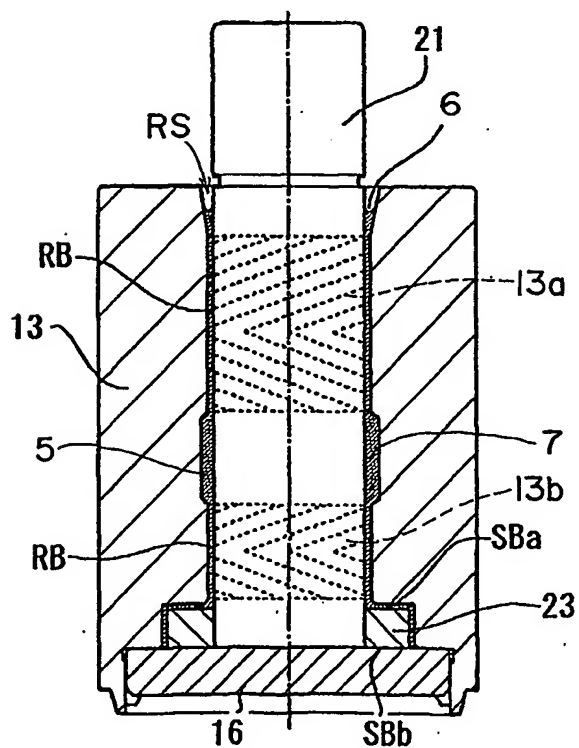


Fig. 3



3/12

Fig. 4

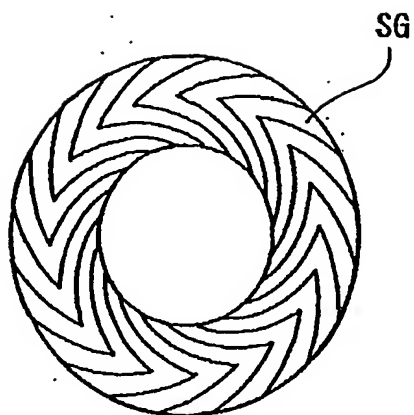


Fig. 5

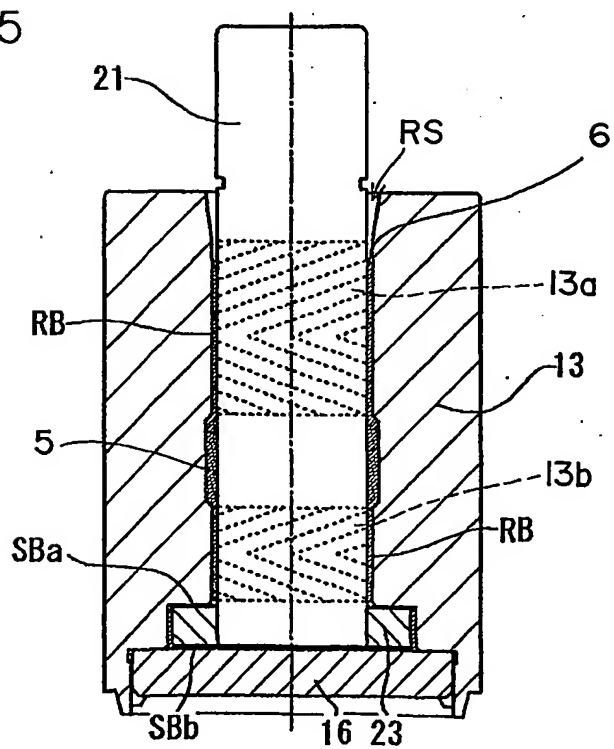


Fig. 7

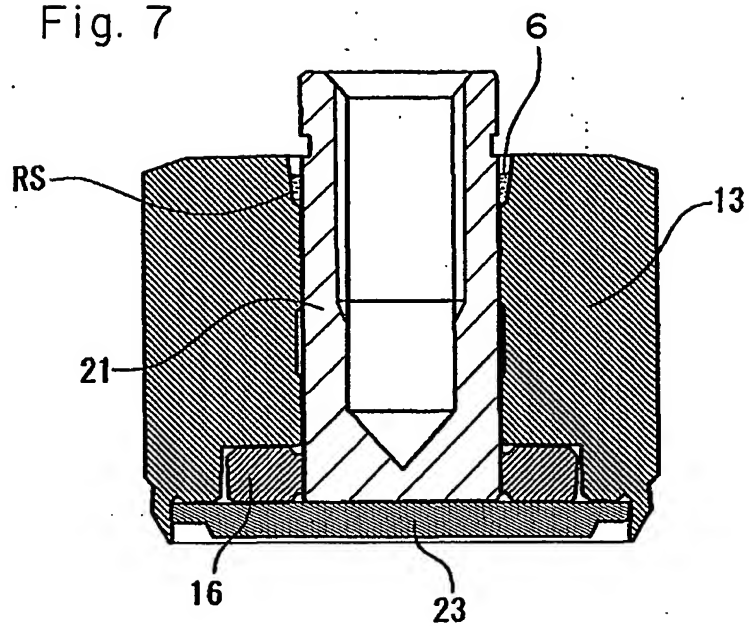
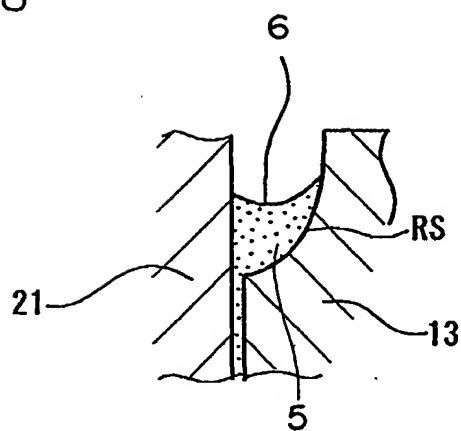
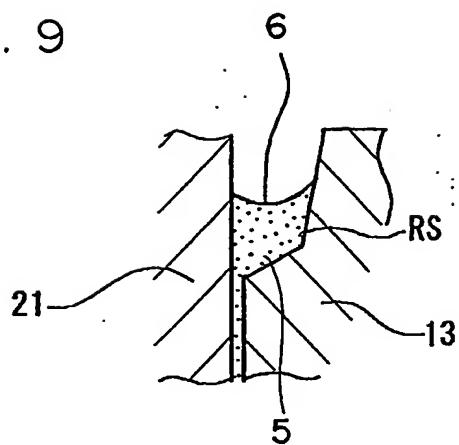


Fig. 8



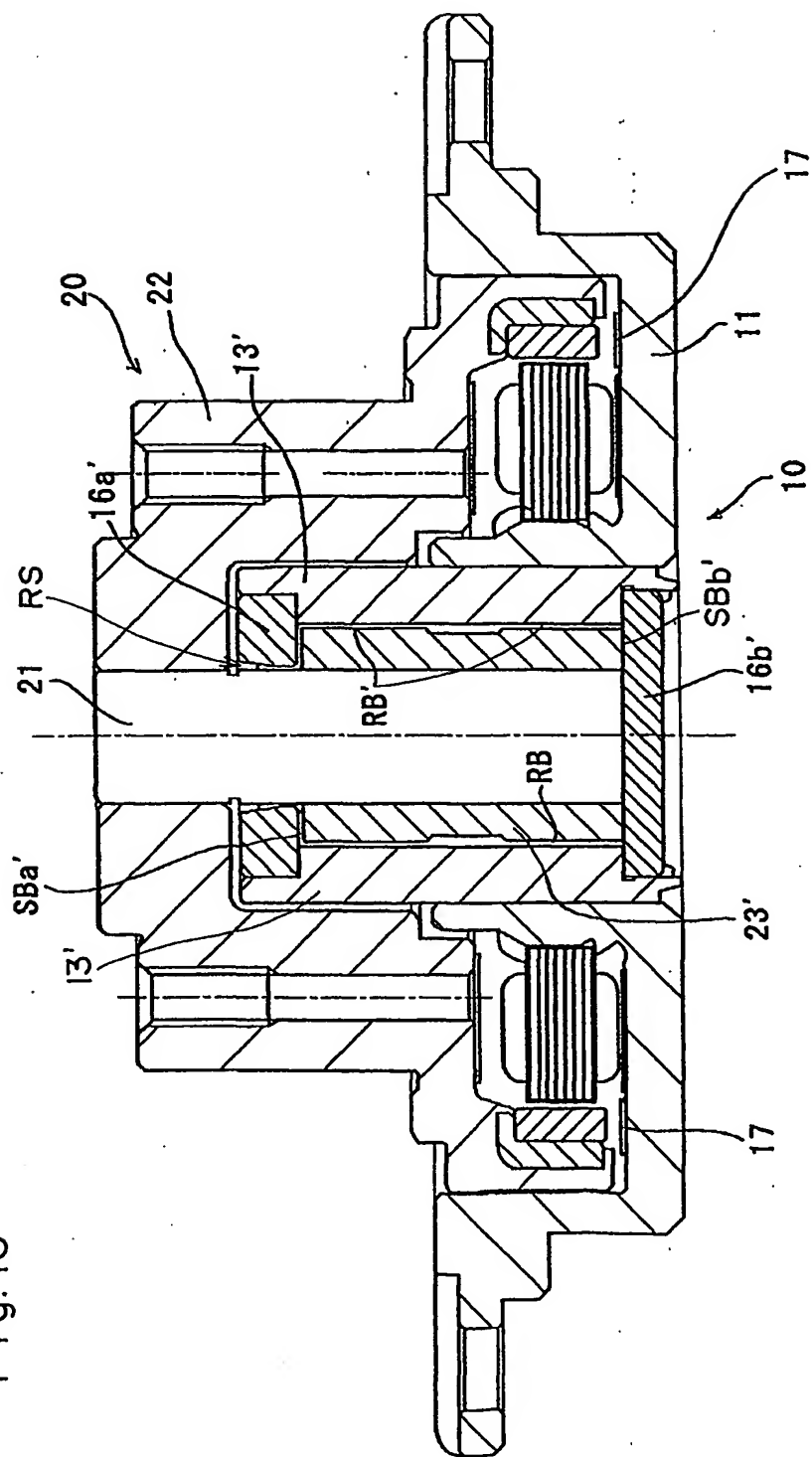
6 / 12

Fig. 9



7/12

Fig. 10



8 / 12

Fig. 11

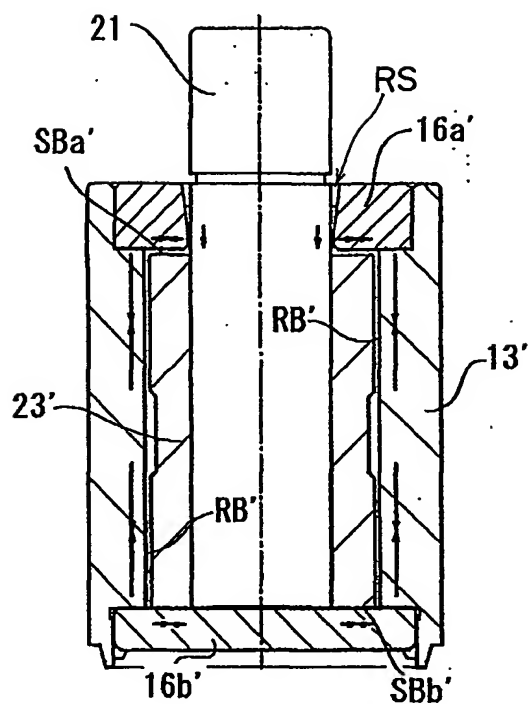
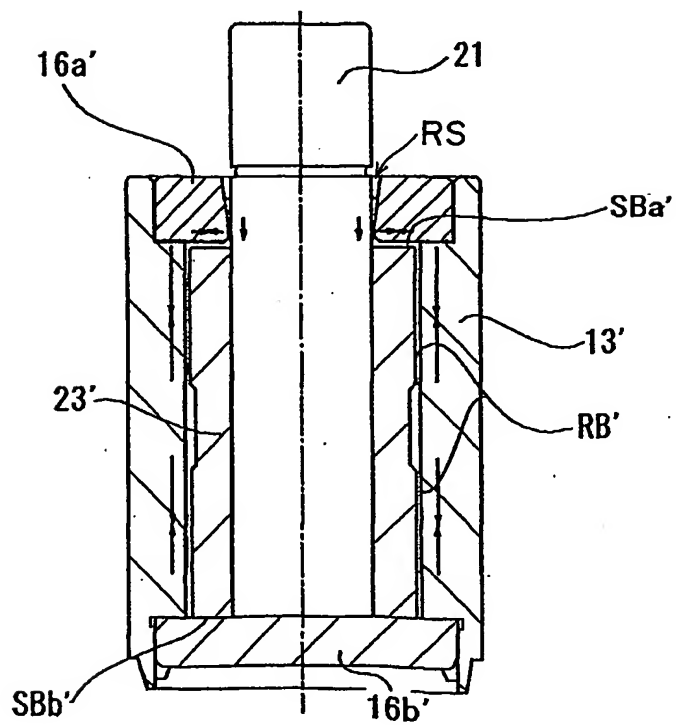


Fig. 12



9 / 12

Fig. 13

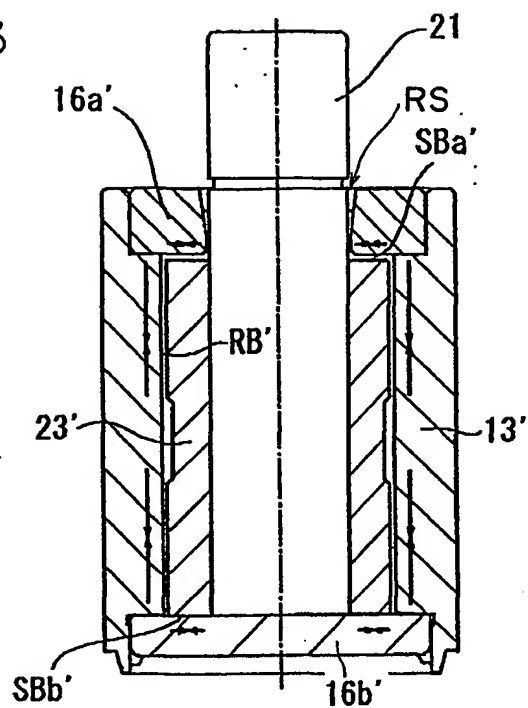
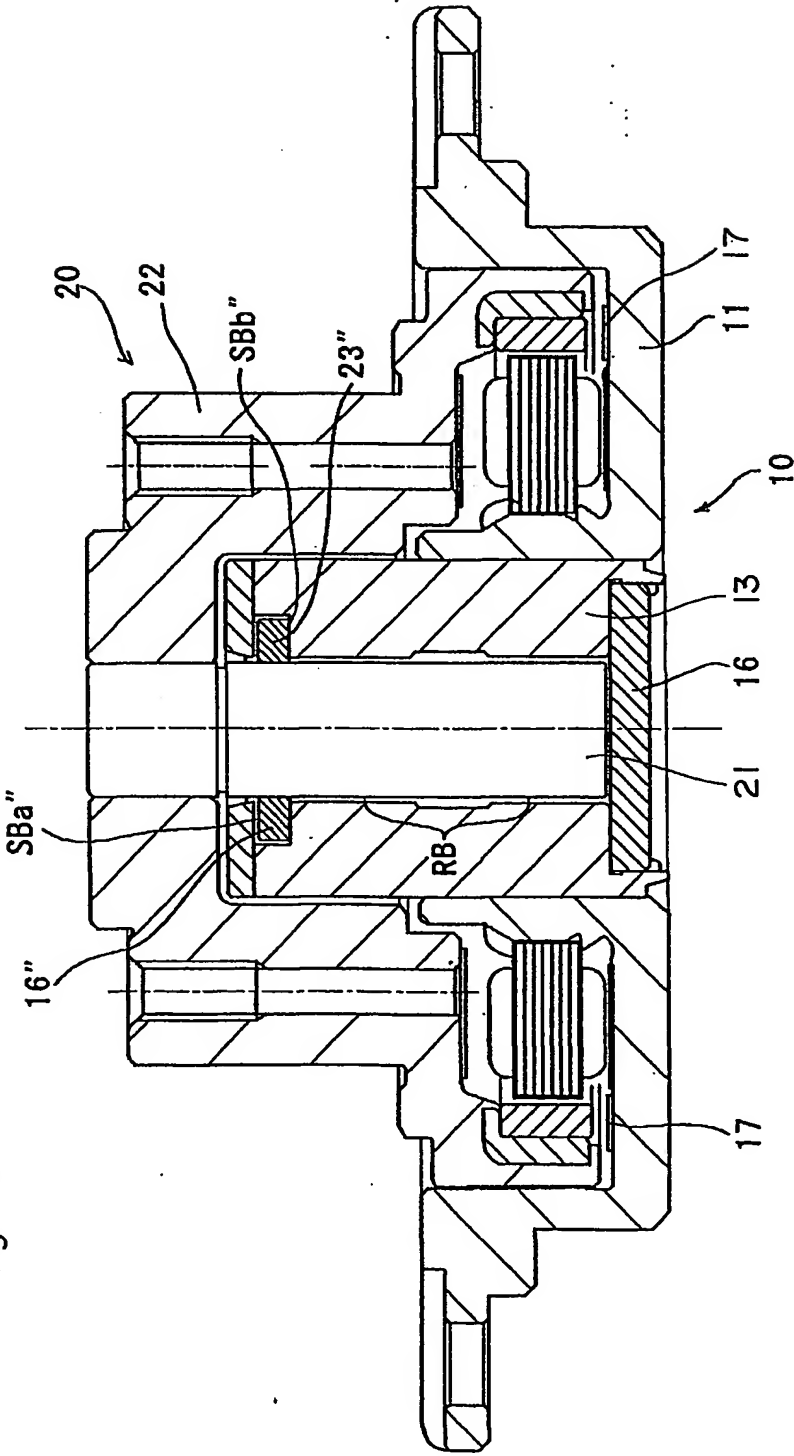


Fig. 14



11/12

Fig. 15

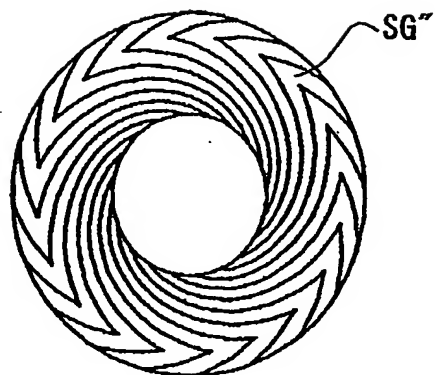


Fig. 16

